

Stoichiometric conditions and effects of the exhaust gas recirculation

Abstract: The main goal of EGR is to decrease the combustion temperature of the combustible mixture by increasing the relative heat capacity of the working medium. An additional effect is to reduce the oxygen content in the gas mixture flowing into the combustion chamber. The analysis concerns the effective oxygen excess ratio λ_{ef} in the combustible mixture and the so-called internal oxygen excess ratio λ_w , which additionally takes into account the supplied oxygen with the recirculation stream. It was found that with increasing of the exhaust gas recirculation degree systematically decreases the content of the oxygen $[O_2]_d$ in the combustible mixture, while increases the oxygen excess ratio λ_{ef} observed in the exhaust gases. Changes of this all parameters influence the achieved specific work, energy efficiency and emission of the combustion engine.

Keywords: combustion engine, exhaust gas recirculation, oxygen content, excess, stoichiometric conditions

Stechiometryczne uwarunkowania oraz skutki realizacji recyrkulacji spalin

Streszczenie: Zasadniczym celem stosowania recyrkulacji spalin jest obniżenie temperatury spalania mieszanki palnej, poprzez wzrost względnej pojemności cieplnej czynnika roboczego. Do ilościowego ujęcia recyrkulacji wykorzystano pojęcia: stopień R , krotność K recyrkulacji spalin oraz jej wartość względna W . Analiza dotyczy stechiometrycznych skutków recyrkulacji: udziału tlenu $[O_2]_d$ w mieszaninie gazów dopływających do komory spalania, efektywnego λ_{ef} stosunku nadmiaru tlenu oraz tzw. wewnętrznego stosunku nadmiaru tlenu λ_w , w którym uwzględnia się tlen dostarczany ze strumieniem recyrkulujących spalin. Dzięki przeprowadzonej analizie uwarunkowań i skutków recyrkulacji okazało się, że wzrostem stopnia recyrkulacji systematycznie zmniejsza się udział $[O_2]_d$ tlenu w mieszance palnej, a jednocześnie obserwuje się wzrost wewnętrznego stosunku nadmiaru tlenu λ_w . Ustalone współzależności wpływają istotnie na parametry (ciśnienie p , temperaturę T) obiegu silnika, pozyskiwaną pracę mechaniczną oraz sprawność energetyczną, a także na emisję substancji szkodliwych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, recyrkulacja spalin, stosunek tlenu, uwarunkowania stechiometryczne

1. Wprowadzenie

Recyrkulacja spalin polega na zawracaniu części spalin powstających w danym urządzeniu do komory spalania tego samego urządzenia. Zasadniczym celem stosowania recyrkulacji spalin jest obniżenie temperatury spalania mieszanki palnej, przy czym dodatkowym efektem jest zmniejszenie koncentracji oraz stężenia tlenu $[O_2]_d$ w mieszaninie gazów dopływających do komory spalania [2], [3], [6].

Obydwa z wymienionych efektów przyczyniają się skutecznie do znaczącego obniżenia emisji tlenków azotu $[NO_x]$ powstających w trakcie zachodzenia procesu spalania. W tym aspekcie recyrkulacja spalin stanowi więc istotny element tzw. niskoemisyjnego spalania paliw [1], [7].

Generalnie spotkać można w tym zakresie dwa typowe rozwiązania recyrkulacji, określane jako:

- zewnętrzna,
- wewnętrzna.

Skuteczność recyrkulacji wewnętrznej jest znacznie mniejsza aniżeli recyrkulacji zewnętrznej.

Negatywne skutki realizacji recyrkulacji spalin wynikają z nadmiernego obniżenia temperatury spalania oraz zmniejszenia koncentracji tlenu $[O_2]_d$ w mieszaninie gazów dopływających do komory spalania; nadmierna recyrkulacja spalin może skutkować intensyfikacją niepełnego oraz niecałkowitego spalania paliwa, a objawiające się wzrostem

emisji substancji szkodliwych, w tym głównie zawartości tlenku węgla $[CO]$, węglowodorów $[C_mH_n]$ oraz cząstek stałych (sadzy) w spalinach opuszczających układ [4], [5].

Spalanie paliwa w układzie z realizowaną w nim recyrkulacją spalin nie zachodzi w atmosferze czystego powietrza, lecz w mieszaninie powietrza i spalin, przy czym ostatecznie istotna jest efektywna zawartość (stężenie) tlenu w mieszance palnej.

Tlen dopływa do komory spalania zarówno ze strumieniem świeżego powietrza $[0,21 \cdot \dot{n}_{as}]$, jak i ze strumieniem recyrkulujących spalin $\dot{n}_{O_2, sr}$.

Dlatego oprócz samych udziałów tlenu należy analizować tzw. efektywny λ_{ef} stosunek nadmiaru tlenu w mieszance palnej, który obserwowany jest w kolektorze wylotowym spalin z silnika [7].

Dla pełnej analizy warunków stechiometrycznych w komorze spalania celowym jest ponadto wprowadzenie tzw. wewnętrznego stosunku nadmiaru tlenu λ_w , w którym uwzględnia się także tlen dostarczany ze strumieniem recyrkulujących spalin.

2. Parametry ilościowe recyrkulacji

Dla ilościowego ujęcia recyrkulacji spalin definiuje się parametry opisowe, w tym [6], [7]:

- stopień recyrkulacji spalin:

$$R_s = \frac{df \dot{n}_{s,r}}{\dot{n}_{s,c}}, \quad 0 \leq R_s \leq 1, \quad (1)$$

- krotność recyrkulacji spalin:

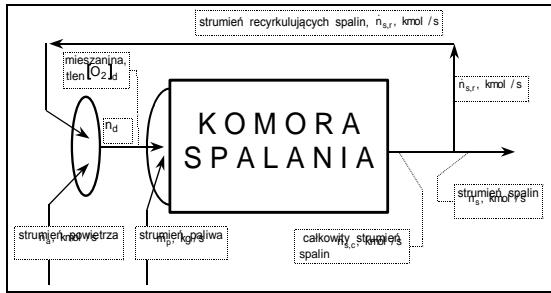
$$K_s = \frac{df \dot{n}_{s,r}}{\dot{n}_s}, \quad 0 \leq K_s \leq \infty, \quad (2)$$

- recyrkulacja względna spalin:

$$W_s = \frac{df \dot{n}_{s,r}}{\dot{n}_a}, \quad 0 \leq W_s \leq \infty, \quad (3)$$

gdzie: $\dot{n}_{s,r}$, *kmol/s* - strumień spalin zawracanych (recyrkulujących) w obrębie układu,
 $\dot{n}_{s,c}$, *kmol/s* - całkowity strumień spalin wypływający z komory spalania,
 \dot{n}_s , *kmol/s* - strumień spalin (netto) odpływający z układu do otoczenia.

Przytoczone definicje parametrów opisowych recyrkulacji spalin zilustrowano układem modelowym pokazanym na rys. 1.



Rys. 1. Układ zewnętrznej recyrkulacji spalin

Z bilansu substancji węzła rozdzielającego spalinę wynika zależność:

$$\dot{n}_{s,c} = \dot{n}_{s,r} + \dot{n}_s \quad (4)$$

w której uwzględniając definicje (1), (2), (3) uzyskuje się po przekształceniach związkę:

$$K_s = \frac{R_s}{1 - R_s}, \quad W_s = K_s \left(\frac{\dot{n}_s}{\dot{n}_a} \right). \quad (5)$$

Strumień spalin \dot{n}_s , *kmol/s* odpływający z układu do otoczenia związany jest ściśle ze strumieniem świeżego powietrza \dot{n}_a , *kmol/s* dopływającego do układu, przy czym zazwyczaj zachodzi nierówność: $\dot{n}_s > \dot{n}_a$, stąd także wynika relacja $W_s > K_s$.

Podobnie w odniesieniu do spalin suchych można podać odpowiednie opisowe parametry recyrkulacji, do których należą:

- stopień recyrkulacji spalin suchych:

$$R_{ss} = \frac{df \dot{n}_{ss,r}}{\dot{n}_{ss,c}}, \quad 0 \leq R_{ss} \leq 1, \quad (6)$$

- krotność recyrkulacji spalin suchych:

$$K_{ss} = \frac{df \dot{n}_{ss,r}}{\dot{n}_{ss}}, \quad 0 \leq K_{ss} \leq \infty \quad (7)$$

- recyrkulacja względna spalin suchych:

$$W_{ss} = \frac{df \dot{n}_{ss,r}}{\dot{n}_{as}}, \quad 0 \leq W_{ss} \leq \infty, \quad (8)$$

gdzie: $\dot{n}_{ss,r}$, *kmol/s* - strumień spalin suchych zawracanych (recyrkulujących) w obrębie układu,

$\dot{n}_{ss,c}$, *kmol/s* - całkowity strumień spalin suchych wypływający z komory spalania,
 \dot{n}_{ss} , *kmol/s* - strumień spalin suchych (netto) odpływający z układu do otoczenia.

Strumień spalin \dot{n}_{ss} , *kmol/s* odpływający z układu do otoczenia związany jest ściśle ze strumieniem powietrza \dot{n}_{as} , *kmol/s* dopływającego do układu, przy czym zazwyczaj zachodzi nierówność: $\dot{n}_{ss} < \dot{n}_{as}$, stąd także $W_{ss} < K_{ss}$.

Iloraz tych strumieni wynosi:

$$\frac{\dot{n}_{ss}}{\dot{n}_{as}} = \frac{1}{\lambda_{ef}} \left[\left(\frac{n''_{ss,min}}{n'_{as,min}} \right) + (\lambda_{ef} - 1) \right] \quad (9)$$

gdzie: λ_{ef} - efektywny stosunek powietrza (tlenu), a wielkości stechiometryczne: $n'_{as,min}$, $n''_{ss,min}$ zależą tylko od składu spalanej paliwa; np. dla typowego paliwa silnikowego: $\frac{n''_{ss,min}}{n'_{as,min}} = \frac{0,4647}{0,4996} = 0,9302$.

Patrząc na układ w ujęciu globalnym (układ recyrkulacji wewnątrz osłony kontrolnej) można posługiwać się efektywnym stosunkiem λ_{ef} nadmiaru powietrza (tlenu); przy czym jeżeli przyjmiemy się, iż spalanie jest zupełne i całkowite, wtedy:

$$\dot{n}_{ss} = \dot{n}_{ss,min} + (\lambda_{ef} - 1) \cdot \dot{n}_{as,min} \quad (10)$$

a strumień spalin recyrkulujących wyniesie:

$$\dot{n}_{ss,r} = K \cdot \left[\dot{n}_{ss,min} + (\lambda_{ef} - 1) \cdot \dot{n}_{as,min} \right]. \quad (11)$$

Udział tlenu $[O_2]_s$ w spalinach opuszczających układ można wyznaczyć z zależności:

$$[O_2]_s = \frac{df \dot{n}_{O_2,s}}{\dot{n}_{ss}} = \frac{0,21 \cdot (\lambda_{ef} - 1)}{\frac{\dot{n}_{ss,min}}{\dot{n}_{as,min}} + (\lambda_{ef} - 1)}, \quad (12)$$

- jest niezależny od stopnia R recyrkulacji spalin.

Jeżeli założymy się, że spalane jest paliwo silnikowe o standardowym składzie: ($c = 0,84$; $h = 0,14$; $o = 0,01$; $n = 0,005$; $s = 0,005$), wówczas ze wzoru (12) uzyskuje się wyrażenie:

$$[O_2]_s = \frac{0,21 \cdot (\lambda_{ef} - 1)}{0,9302 + (\lambda_{ef} - 1)}. \quad (13)$$

Ze wzrostem efektywnego stosunku nadmiaru tlenu λ_{ef} udział tlenu $[O_2]_s$ w spalinach suchych opuszczających układ rośnie; zbliża się do wartości udziału tlenu ($\approx 0,21$), spotykanej w świeżym powietrzu dostarczonym z otoczenia do układu.

Można wykazać w oparciu o podane definicje, że ostatecznie zachodzą korzystne tożsamości:

$$R_{ss} \equiv R_s = R, \quad 0 \leq R \leq 1, \quad (14)$$

$$K_{ss} \equiv K_s = K, \quad 0 \leq K \leq \infty, \quad (15)$$

ponadto także:
$$R = \frac{K}{1 + K} \quad (16)$$

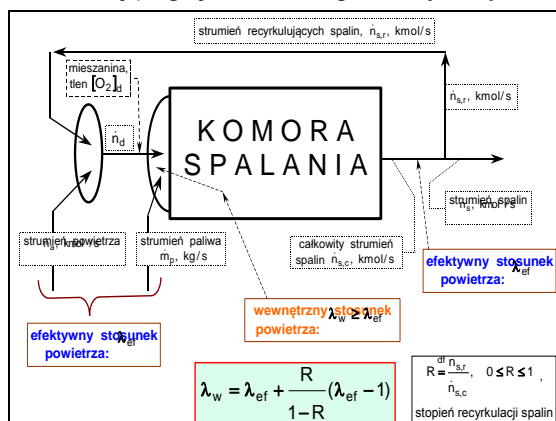
natomiast:
$$W_s = W_{ss} \cdot \frac{1 + X_{z,s}}{1 + X_{z,a}}, \quad (17)$$

gdzie: $X_{z,a}$, $X_{z,s}$ - molowy stopień zawilżenia (odpowiednio powietrza oraz spalin), przy czym skoro zazwyczaj: $X_{z,s} > X_{z,a}$ dlatego też: $W_s > W_{ss}$.

3. Efektywny oraz wewnętrzny stosunek nadmiaru tlenu oraz jego udziały

Spalanie paliwa w układzie z realizowaną w nim recyrkulacją spalin nie zachodzi w atmosferze czystego powietrza, lecz w mieszaninie powietrza i recyrkulujących spalin. Istotna jest obecność tlenu w mieszance palnej. Tlen dopływa do komory spalania zarówno ze strumieniem świeżego powietrza w ilości $[0,21 \cdot \dot{n}_{as}]$, jak również ze strumieniem recyrkulujących spalin, w ilości $\dot{n}_{O_2,SR}$.

Ilustracją tego jest schemat pokazany na rys. 2.



Rys. 2. Stosunek nadmiaru powietrza w układzie zewnętrznej recyrkulacji spalin

Całkowity strumień tlenu \dot{n}_{O_2} jaki dopływa do komory spalania wynosi: $\dot{n}_{O_2} = \dot{n}_{O_2,a} + \dot{n}_{O_2,SR}$, a następnie: $\dot{n}_{O_2} = 0,21 \cdot \dot{n}_{as} + [O_2]_s \cdot \dot{n}_{ss,r}$. (18)

Celowym jest określenie tzw. wewnętrznego stosunku nadmiaru tlenu λ_w , który wynosi:

$$\lambda_w \stackrel{df}{=} \frac{\dot{n}_{O_2}}{0,21 \cdot \dot{n}_{O_2,a}} = \frac{\dot{n}_{O_2}}{0,21 \cdot \dot{n}'_{as,min} \cdot \dot{m}_p} \quad (19)$$

Po uwzględnieniu wzorów (9), (18) oraz posługując się stopniem recyrkulacji R – wzór (1), zależność (19) przyjmuje postać:

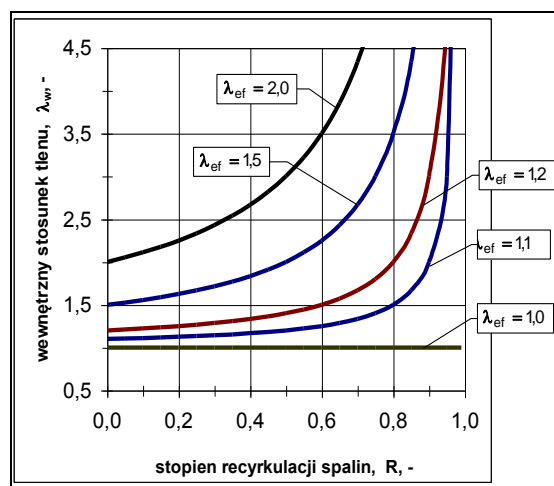
$$\lambda_w = \lambda_{ef} + \frac{R}{1-R} (\lambda_{ef} - 1) \quad (20)$$

oraz $\lambda_w = \lambda_{ef} + K(\lambda_{ef} - 1)$ (21)

Z równań (20), (21) wynika niewątpliwie, że wartości stosunków nadmiaru tlenu: $\lambda_w > \lambda_{ef}$, a ponadto, przy zachowaniu niezmiennej wartości efektywnego stosunku nadmiaru powietrza (tlenu) $\lambda_{ef} = idem$, ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin R wzrasta stopniowo wartość wewnętrznego stosunku nadmiaru tlenu λ_w , co zilustrowano na rys. 3.

Zazwyczaj jednakże ze wzrostem strumienia recyrkulujących spalin zmniejsza się strumień świeżego powietrza \dot{n}_{as} do spalania, a tym samym strumień zużywanego paliwa \dot{m}_p (przy zachowaniu niezmiennej wartości efektywnego stosunku nadmiaru powietrza (tlenu) $\lambda_{ef} = idem$).

Związane to jest poniekąd ze spadkiem efektywnej mocy energetycznej układu, która jest proporcjonalna do strumień zużywanego paliwa \dot{m}_p .



Rys. 3. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na wewnętrzny stosunek tlenu λ_w

Recyrkulacja spalin powoduje, że do komory spalania doprowadzany jest strumień mieszaniny gazowej \dot{n}_d , $kmol/s$, który powstaje po zmieszaniu dwóch strumieni: świeżego powietrza \dot{n}_a oraz recyrkulujących spalin $\dot{n}_{s,r}$, czyli:

$$\dot{n}_d = \dot{n}_{s,r} + \dot{n}_a, \quad \dot{n}_{ds} = \dot{n}_{ss,r} + \dot{n}_{as}, \quad (22)$$

a drugie równanie odnosi się do gazów suchych.

Interesujący jest udział tlenu $[O_2]_d$ w strumieniu gazu na dopływie do komory, który wynosi:

$$[O_2]_d \stackrel{df}{=} \frac{\dot{n}_{O_2,d}}{\dot{n}_{d,s}} = \frac{0,21 \cdot \dot{n}_{as} + [O_2]_s \cdot \dot{n}_{ss,r}}{\dot{n}_{ss,r} + \dot{n}_{as}}, \quad (23)$$

gdzie należy uwzględnić zależności (12), (22).

Chcąc posługiwać się stopniem recyrkulacji R , to wykorzystując wzór (23) można napisać: (24)

$$[O_2]_d = \frac{0,21 \cdot \left[1 + \frac{R}{(1-R)} \frac{(\lambda_{ef} - 1)}{\lambda_{ef}} \right]}{1 + \frac{R}{(1-R)} \lambda_{ef} \cdot \left[\left(\frac{\dot{n}_{ss,min}''}{\dot{n}'_{as,min}} \right) + (\lambda_{ef} - 1) \right]},$$

dla standardowego paliwa silnikowego uzyskuje się

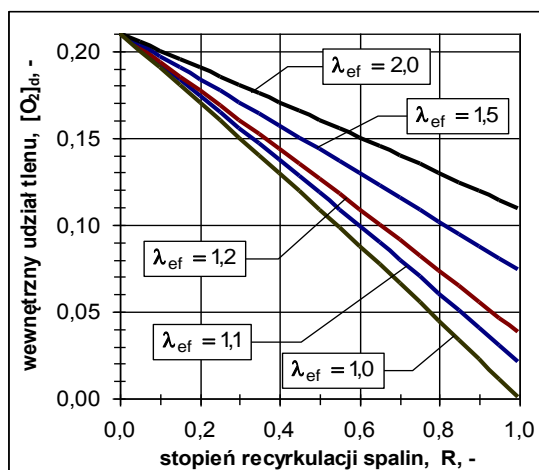
$$[O_2]_d = \frac{0,21 \cdot \left[1 + \frac{R}{(1-R)} \frac{(\lambda_{ef} - 1)}{\lambda_{ef}} \right]}{1 + \frac{R}{(1-R)} \frac{(\lambda_{ef} - 0,0698)}{\lambda_{ef}}} \quad (25)$$

Z zależności (25) wynika, że ze wzrostem stopnia recyrkulacji R , udział tlenu $[O_2]_d$ na dopływie do komory spalania systematycznie maleje i zbliża się do wartości udziału tlenu $[O_2]_s$ - spotykanej w spalinach opuszczających układ.

Wykorzystując wzór (25) na rys. 4 przedstawiono udział tlenu $[O_2]_d$ w mieszaninie na dopływie do komory spalania, jako funkcję stopnia recyrkulacji spalin R , przy zachowaniu wartości efektywnego stosunku nadmiaru powietrza (tlenu) λ_{ef} .

Z uzyskanych zależności wynika, że wraz ze wzrostem stopnia R recyrkulacji spalin systematycznie wzrasta wewnętrzny stosunek (rys. 3) nadmiaru tlenu λ_w , chociaż jednocześnie maleje udział

tlenu $[O_2]_d$ w mieszance palnej (rys. 4).



Rys. 4. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin R na wewnętrzny udział tlenu $[O_2]_d$

Temperatura spalin recyrkulujących wewnętrznie jest wyższa od temperatury spalin opuszczających komorę spalania, dlatego skuteczność recyrkulacji wewnętrznej jest mniejsza aniżeli zewnętrznej. W przypadku recyrkulacji zewnętrznej temperatura $T_{s,r}$ spalin recyrkulujących jest bliska temperaturze spalin opuszczających silnik; może być niższa jeżeli realizowane jest schładzanie spalin.

4. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej analizy stechiometrycznych skutków realizacji recyrkulacji spalin stwierdzono, że ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin R w układzie obserwuje się systematyczny wzrost (rys. 3) tzw. wewnętrznego stosunku nadmiaru tlenu λ_w , przy czym jednocześnie zmniejsza się sam udział $[O_2]_d$ tlenu (rys. 4) w mieszance palnej. Parametry te determinują warunki spalania paliwa w układzie; zmniejszenie koncentracji tlenu $[O_2]_d$ może skutkować niepełnym oraz niecałkowitym spalaniem paliwa, a więc wzrostem zawartości tlenu węgla $[CO]$, węglowodorów $[C_mH_n]$ oraz cząstek stałych (sadzy) w produktach spalania. Istotną rolę odgrywa także wartość efektywnego λ_{ef} stosunku nadmiaru tlenu, który może

być ustalony w oparciu skład spalin w kolektorze wylotowym.

Ważniejsze oznaczenia

- K - krotność recyrkulacji spalin,
- $n'_{as,min}$ - minimalne zapotrzebowanie powietrza,
- $n''_{ss,min}$ - minimalna ilość spalin suchych,
- \dot{n}_{as} - strumień świeżego powietrza, $kmol/s$,
- \dot{n}_{O_2} - strumień tlenu, $kmol/s$,
- $\dot{n}_{s,r}$ - strumień recyrkulujących spalin, $kmol/s$,
- \dot{n}_{ss} - strumień spalin suchych, $kmol/s$,
- $[O_2]_d$ - udział tlenu na dopływie do komory,
- R - stopień recyrkulacji spalin,
- W - recyrkulacja względna,
- X_z - molowy stopień zawilżenia gazu,
- λ_w - wewnętrzny stosunek nadmiaru tlenu,
- λ_{ef} - efektywny stosunek nadmiaru tlenu,

Literatura

1. Hribernik A., Samec N.: Effect of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Combustion. Journal of KONES. ICEngines, 2004, No. 1 - 2.
2. Kowalewicz A.: Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych. WKiŁ, Warszawa 1990.
3. Merksiz J., Pielecha I.: Alternatywne paliwa i układy napędowe pojazdów. Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej 2004.
4. Müller M., Olin P., Schreurs B.: Dynamic EGR Estimation for Production Engine Control. SAE Paper 2001 - 01 - 0553.
5. Pietras D., Sobieszkański M.: Problemy regulacji silnika o zapłonie iskrowym z recyrkulacją spalin. Silniki spalinowe nr 2/2004 (119).
6. Postrzednik S., Żmudka Z.: Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2007.
7. Roth D., Sauerstein R., Becker M., Meiling R.: Application of hybrid EGR systems to turbo charged GDI engines. MTZ, 04, 2010.

Prof. Stefan Postrzednik, DSc., DEng. – Faculty of Power and Environmental Engineering, Silesian University of Technology, Poland.

Prof. dr hab. inż. Stefan Postrzednik – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

Grzegorz Przybyła, PhD. – Faculty of Power and Environmental Engineering, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland.

Dr inż. Grzegorz Przybyła – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.



Zbigniew Żmudka, PhD., DSc. – Faculty of Power and Environmental Engineering, Silesian University of Technology, Poland.

Dr hab. inż. Zbigniew Żmudka – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

